

Chain and sprocket transmission system with variable gear ratio, e.g. for bicycle

Publication number: FR2758122 (A1)

Publication date: 1998-07-10

Inventor(s): TERRACOL CLAUDE

Applicant(s): TERRACOL CLAUDE [FR]

Classification:

- **International:** B62M9/12; B62M25/04; B62M9/00; B62M25/00; (IPC1-7) B62M25/04; B62M9/12

- **European:** B62M9/12; B62M25/04B

Application number: FR19970000162 19970106

Priority number(s): FR19970000162 19970106

Abstract of FR 2758122 (A1)

The system consists of a driving shaft with a number (N) of toothed sprockets (1, 2, 3, 4, 5) and a driven shaft with a number (n) of toothed sprockets (1', 2', 3', 4', 5'), the two numbers N and n being the same or different by 1. The system has a mechanism for shifting the chain in a given sequence, e.g. between two neighbouring sprockets (2, 3) on the driving shaft and then between two neighbouring sprockets (3', 2') on the driven shaft, giving a total number of gear ratios equivalent to $N + n - 1$. The changing mechanism comprises two gear levers linked by a rocker which allows them to be moved alternately in stages.



Data supplied from the **esp@cenet** database — Worldwide

12

DEMANDE DE BREVET D'INVENTION

A1

22 Date de dépôt : 06.01.97.

30 Priorité :

43 Date de la mise à disposition du public de la
demande : 10.07.98 Bulletin 98/28.

56 Liste des documents cités dans le rapport de
recherche préliminaire : *Ce dernier n'a pas été
établi à la date de publication de la demande.*

60 Références à d'autres documents nationaux
apparentés :

71 Demandeur(s) : TERRACOL CLAUDE — FR.

72 Inventeur(s) :

73 Titulaire(s) :

74 Mandataire :

54 CHANGEMENT DE VITESSE POUR TRANSMISSION PAR CHAÎNE.

57 Transmission par chaîne à rapports multiples dans la-
quelle les roues dentées menantes 1, 2, 3, 4 (et menées 1',
2', 3', 4', 5'), sont en nombre égal ou différent de 1, le mé-
canisme d'actionnement de la chaîne permettant de dépla-
cer celle-ci par crans, alternativement sur les roues menan-
tes et sur les roues menées.



CHANGEMENT DE VITESSE POUR TRANSMISSION PAR CHAÎNE

La présente invention a pour objet une transmission par chaîne dont on peut faire varier le rapport par valeurs discrètes. Dans ce qui suit nous admettons qu'il s'agit d'une transmission de bicyclette, bien que d'autres applications puissent être envisagées.

La tendance actuelle est de multiplier le nombre de rapports possibles en installant une pluralité de roues dentées :

- au niveau du pédalier (axe moteur) les roues sont alors dénommées "plateaux"
- au niveau de la roue arrière (axe récepteur) les roues sont alors dénommées "pignons"

Les constructeurs annoncent alors comme nombre de rapports possibles le produit du nombre de plateaux N par le nombre de pignons n . Dans une configuration assez répandue, on aura par exemple 3 plateaux et 7 pignons, soit 21 rapports théoriques. Les déplacements de la chaîne entre les plateaux et les pignons se font par deux fourchettes dont les commandes sont totalement distinctes.

Ce dispositif présente un certain nombre de limites et d'inconvénients :

- le nombre de rapports significatifs est sensiblement inférieur au produit $N \times n$, car on tombe inévitablement sur des combinaisons qui présentent des rapports très voisins, voire identiques.

- Certaines combinaisons sont à déconseiller, à savoir celles pour lesquelles la chaîne présente une obliquité importante, du fait du décalage entre le plan du plateau et celui du pignon. Il y a alors, notamment dans la zone où la chaîne quitte le pignon et dans la zone où elle entre sur le plateau, des frottements latéraux importants, qui constituent une perte d'énergie et un facteur d'usure.

- La gestion des rapports par l'utilisateur est d'une grande complexité. Dans un certain nombre de cas, le passage d'un rapport au rapport le plus voisin nécessite que l'on change simultanément de plateau et de pignon, ce qui oblige l'utilisateur à une gymnastique intellectuelle peu compatible avec une activité sportive où l'attention est occupée par ailleurs, et où les réactions doivent néanmoins être rapides.

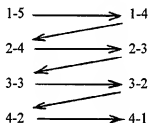
Le but de la présente invention est de remédier à ces inconvénients en présentant un dispositif répondant à deux objectifs principaux :

- l'obliquité de la chaîne est limitée à une valeur très faible, afin de limiter les frottements parasites. Cette limitation d'obliquité est inhérente à la conception, donc indépendante de l'utilisateur, qui ne peut aller contre.

- La manoeuvre par l'utilisateur est extrêmement simplifiée, la forme la plus achevée de l'invention consistant à ne plus avoir qu'une seule manette pour la commande des deux fourchettes

Selon l'invention, les nombres N (de plateaux) et n (de pignons) sont soit égaux, soit différents de 1. Par ailleurs, on crée entre les deux fourchettes de déplacement de la chaîne une liaison cinématique conduisant à un actionnement alternatif de la fourchette "plateaux" et de la fourchette "pignons".

Si on imagine par exemple un dispositif très simple à 4 plateaux numérotés de 1 à 4 par diamètres croissants, et à 5 pignons numérotés de 5 à 1 par diamètres décroissants, les combinaisons possibles seront :



On obtient un système à huit rapports que l'on décrit en suivant l'ordre des flèches (rapports croissants) ou l'ordre inverse (rapports décroissants). On voit qu'on alterne toujours les flèches horizontales (changement de pignon) et les flèches obliques (changement de plateau). Ainsi, la chaîne ne se retrouve jamais en position d'obliquité exagérée. Notamment si on dispose en quinconce les plans des plateaux et ceux des pignons, l'obliquité de la chaîne correspondra toujours à un demi-cran (un cran étant ici la distance qui sépare deux plateaux ou deux pignons consécutifs). Une telle obliquité peut être considérée comme négligeable.

Concernant les nombres N et n , on voit clairement qu'ils ne peuvent être différents de plus de 1. Dans l'exemple précité, on a choisi de mettre un pignon de plus, ce qui ne correspond pas à une obligation de principe, mais à une commodité d'ordre pratique (les contraintes géométriques de la bicyclette faisant qu'il est plus facile d'installer de nombreux pignons que de nombreux plateaux).

Concernant le nombre de rapports disponibles, celui-ci est égal à $N + n - 1$, soit huit rapports pour l'exemple précité. On pourrait passer à dix rapports avec $N = 5$ et $n = 6$ ou à douze avec $N = 6$ et $n = 7$. Ces chiffres sont évidemment nettement inférieurs au produit $N \times n$, mais il faut noter que tous les rapports sont maintenant rationnellement exploitables, dans la mesure où :

- ils peuvent être étagés de façon régulière, sans que jamais deux d'entre eux ne soient très voisins.

- le problème de l'obliquité de la chaîne a disparu.

Ces avantages seraient à eux seuls insuffisants pour donner à l'invention un intérêt décisif. Cet intérêt ne sera réel que si on met en oeuvre une commande simplifiée, permettant à l'utilisateur de décrire ses rapports de façon très évidente, sans effort de réflexion particulier, en mettant à profit l'alternance régulière pignons-plateaux.

Pour cette commande, on peut, sans sortir du cadre de l'invention, imaginer une quasi infinité de solutions. Dans le cadre de l'application à la bicyclette, on peut conserver par exemple l'actionnement des fourchettes par des câbles s'enroulant sur des tambours rotatifs. Comme il faut à l'évidence créer un asservissement entre les deux commandes, il est tout indiqué de placer les deux tambours côte à côte sur le même axe. A partir de là, on peut imaginer deux familles de solutions :

- dans la première famille, chaque tambour est solidaire d'une manette, et peut donc être commandé individuellement. L'asservissement consiste alors simplement à limiter à l'équivalent d'un cran de changement de rapport le débattement angulaire que peuvent avoir entre elles les deux manettes, ceci par un simple jeu de butées mécaniques appropriées. Pour changer de rapport, l'utilisateur est alors tout naturellement conduit à agir sur la manette qui se trouve la plus en retard relativement à la direction vers laquelle il souhaite aller. Au changement suivant, les positions des manettes auront été inversées, et c'est donc l'autre manette qui sera sollicitée. Les deux manettes étant côte à côte, il n'est pas nécessaire de porter les yeux sur elles, la sélection pouvant se faire simplement au toucher.

Notons que si l'utilisateur actionne la manette qui se trouve en avance, le jeu des butées d'asservissement conduira alors à entraîner également l'autre manette, ce qui aura pour effet d'actionner simultanément les deux fourchettes, donc de sauter un rapport. Il ne s'agit pas forcément d'une fausse manoeuvre, dans la mesure où cela peut correspondre à un besoin réel.

Notons aussi que ce dispositif peut être équipé ou non d'un système d'indexage mécanique des positions.

- Dans la deuxième famille, on vise à ne plus avoir qu'un seul organe de commande, ceci en plaçant entre les deux tambours un élément central organisé pour assurer alternativement le déplacement de chaque tambour. L'utilisateur agit alors sur cet élément central seulement, soit en actionnant une manette directement solidaire de cet élément, soit au moyen d'une transmission annexe par câble si on souhaite, pour des raisons ergonomiques, que l'organe de commande soit déporté dans un autre secteur de la machine (au guidon par exemple)

Un tel dispositif s'accommode particulièrement bien de la présence d'un indexage mécanique.

Avec ce type de solution, l'action de l'utilisateur est simplifiée au maximum : on sollicite le dispositif dans un sens pour augmenter les rapports et dans l'autre sens pour les diminuer, sans même avoir besoin de savoir si on agit sur les plateaux ou sur les pignons.

En variante à la formule ci-dessus, mais en restant dans la même famille de solutions, on peut envisager de passer d'un système rotatif à un dispositif linéaire, les tambours et l'élément central étant remplacés par des tiroirs à mouvement rectiligne. Si on souhaite maintenir une commande par manette rotative, on peut alors attaquer l'élément central par tout système approprié (pignon crémaillère par exemple). Si on préfère une commande déportée, l'élément central sera attaqué par un câble relié à cette commande.

Une retombée intéressante de l'invention se situe au niveau du tendeur de chaîne. Avec les systèmes classiques, le tendeur doit être capable d'absorber une longueur de chaîne importante, correspondant à la différence entre les deux configurations extrêmes : grand plateau / grand pignon et petit plateau / petit pignon. Avec la présente invention ces configurations n'existent plus. Il subsiste bien entendu une configuration maxi et une configuration mini, mais l'écart entre elles est beaucoup plus faible. Le rôle du tendeur est donc réduit, ce qui permet d'envisager sa simplification (par exemple en prévoyant un seul galet au lieu de deux, ce qui donne à la chaîne une trajectoire moins tourmentée, contribuant ainsi à l'amélioration du rendement et à la diminution de l'usure).

D'autres avantages et caractéristiques ressortiront plus clairement à travers les dessins annexés, donnés à titre d'exemples non limitatifs, et dans lesquels :

- la figure 1 représente schématiquement, en coupe axiale, un ensemble plateaux pignons montrant les positions successives pouvant être prises par la chaîne.
- la figure 2 est une vue en perspective d'un dispositif de commande à deux manettes asservies.
- la figure 3 est une vue en coupe d'un dispositif à une seule manette commandant alternativement les deux tambours actionnant respectivement les deux fourchettes.
- la figure 4 est une vue en coupe d'un dispositif de même principe à structure linéaire, pouvant également être interprétée comme un développement du dispositif circulaire décrit par la figure 3.

La figure 1 illustre la configuration décrite en page 2 qui comporte 4 plateaux (axe de gauche) et 5 pignons (axe de droite). Les lignes interrompues représentent les positions que peut prendre la chaîne, à l'exclusion de toute autre. On a donc bien les huit rapports dont on peut définir l'étagement comme on le souhaite (à cela près bien sûr que les nombres de dents sont des entiers).

Le mécanisme qui commande le déplacement de la chaîne doit conduire naturellement celle-ci à décrire les huit positions en respectant leur ordre de succession. Si on se trouve par exemple sur le rapport 2-3' et qu'on souhaite obtenir un rapport plus élevé, on passera à 3-3' (changement de plateau). Si on souhaite obtenir un rapport plus faible, on passera à 2-4' (changement de pignon). Cette sélection doit se faire sans effort d'attention particulier de la part de l'utilisateur.

La figure 2 présente une solution introduisant une légère dérogation par rapport à cet objectif, mais elle peut néanmoins être intéressante pour sa simplicité. Le câble 11 commande la fourchette d'actionnement de la chaîne côté plateaux. Il s'enroule sur le tambour 12 solidaire de la manette 13. Côté pignons les mêmes fonctions sont remplies par le câble 21, le tambour 22 et la manette 23. Les déplacements des manettes dans le sens de la flèche F conduisent à augmenter les rapports, et inversement. On notera que les sens d'enroulement des câbles sur les tambours respectent la règle classique, à savoir qu'on utilise la traction du câble pour passer d'une roue dentée donnée à une autre de plus grand diamètre (qu'il s'agisse des plateaux ou des pignons) alors que les déplacements inverses se font sous l'action des ressorts de rappel équipant les fourchettes.

Le point particulier de cette formule réside dans la limitation du débattement angulaire relatif des manettes 13 et 23 à un angle α correspondant au passage d'un rapport à un des rapports voisins. Dans l'exemple décrit cette limitation est obtenue par un pion 14 solidaire de la manette 13 et s'engageant dans une lumière "en haricot" 24 pratiquée dans la manette 23.

Dans la position représentée, la manette 13 est en retard par rapport à la manette 23 d'un angle $\alpha/2$ (la notion de retard étant établie selon la flèche F).

Supposons que cette position corresponde à l'exemple précité (plateau 2 - pignon 3') et qu'on souhaite passer au rapport supérieur, soit 3 - 3'. On pousse alors la manette 13 dans le sens de F de l'angle α correspondant au débattement du pion 14 dans la lumière 24. A l'issue de cette manœuvre, c'est la manette 23 qui se trouvera en retard de $\alpha/2$ par rapport à la manette 13, et qui devra donc être sollicitée si on veut passer au rapport supérieur suivant (soit 3 - 2').

Dans les manœuvres inverses (diminution des rapports) on voit qu'à partir de la position de la figure 2, il faudra tirer la manette 23 d'un angle α dans le sens inverse de F. On passe alors au rapport 2 - 4'. Pour continuer, on sollicitera la manette 13, et ainsi de suite.

On voit ainsi clairement que la règle à respecter est d'agir sur la manette qui se trouve en retard de $\alpha/2$ par rapport au sens de déplacement recherché. Cette sélection ne requiert pas une grande attention de la part de l'utilisateur. Elle peut se faire "au toucher" si la forme des manettes est bien étudiée sur le plan ergonomique. Une entorse à cette règle n'a pour conséquence que de sauter un rapport. Par exemple, si à partir de la position de la figure 2, on pousse la manette 23 dans le sens de F, on entraînera en même temps la manette 13, et on passera directement du rapport 2 - 3' au rapport 3 - 2'. Dans certains cas, une telle manœuvre peut même être volontaire.

On peut enfin noter une particularité : si l'écartement des plateaux est différent de celui des pignons, il est possible de le réaliser en donnant au tambour 12 un diamètre supérieur à celui du tambour 22. Ainsi, pour un même débattement angulaire α , le déplacement du câble 11 sera plus grand que celui du câble 21. On peut même éventuellement répondre au cas où les écartements ne seraient pas réguliers sur une même famille de roues (plateaux ou pignons) en jouant sur une excentration du tambour correspondant par rapport à l'axe de rotation $x x'$.

La figure 3 montre un ensemble commandé par une seule manette 31 permettant l'actionnement alternatif des tambours 32 et 33, sur lesquels elle tourillonne. Les tambours tourillonnent eux-mêmes sur le fourreau 34, assemblé rigidement avec l'axe fixe 35 qui supporte l'ensemble du mécanisme.

L'actionnement alternatif des tambours 32 et 33 se fait par le palonnier 36, qui s'articule sur l'axe 37 et dont les extrémités viennent s'introduire dans des encoches pratiquées dans lesdits tambours. L'axe 37 est rigidement solidaire de la manette 31.

L'effet d'alternance est obtenu par une autre partie du palonnier, peu visible sur cette figure, conformée comme une ancre venant coopérer avec une double denture appartenant au fourreau fixe 34.

Quand la manette 31 est sollicitée en rotation autour de l'axe 35, la cinématique ancre - denture conduit le palonnier 36 à décrire des oscillations autour de l'axe 37. L'amplitude de ces oscillations est calculée pour que chaque extrémité du palonnier soit alternativement immobile et mobile à une vitesse double de celle du point milieu. On sollicite donc bien alternativement les deux tambours en rotation.

La figure 4 (vue en coupe c.c représentée en développement linéaire) permet de préciser les formes de l'ancre appartenant au palonnier 36 et de la double denture appartenant au fourreau 34. Considérons les points suivants :

A, A' = sommets actifs de l'ancre

S₁, S₂, S₃ S'₁ S'₂ S'₃ = sommets de la double denture

I, I' = centres des portées d'extrémité du palonnier 36, qui s'engagent dans les encoches des tambours 32 et 33.

L'axe central du palonnier, matérialisé par l'axe 37, se déplace le long de l'axe yy' . S'il est sollicité vers le bas, la géométrie de l'ancre et des dentures, conduit le sommet A à décrire le segment S₁ S₂ et le sommet A' à décrire le segment S'₁ S'₂. Comme on peut remarquer que les médiatrices de ces deux segments se coupent au point I, il s'ensuit que le palonnier 36 décrit approximativement une rotation autour du point I; celui-ci ne bouge donc pratiquement pas, et c'est le point I' qui se déplace d'une valeur double de celle du déplacement de l'axe 37. Si on poursuit le mouvement, c'est alors le point I' qui devient fixe, et le point I qui se déplace à son tour

Si l'axe 37 est sollicité vers le haut, les points A et A' décrivent respectivement les segments S1 S3 et S'1 S'3. Il y a alors un premier pivotement autour de I', qui sera suivi d'un pivotement autour de I, et ainsi de suite.

On peut noter qu'en toute logique, les segments S1 S2 et S'1 S'2 devraient être des arcs de cercle centrés en I, comme les segments S1 S3 et S'1 S'3 devraient être des arcs de cercle centrés en I'. On peut effectivement les réaliser ainsi. Toutefois, si la précision requise le permet, on pourra s'en tenir à des segments droits, en tolérant un certain jeu entre l'ancre et les dentures.

Cette figure représente un système de type linéaire, qui correspond d'ailleurs à un mode de réalisation possible, dans lequel les pièces en rotation seraient remplacées par des tiroirs en translation. Si on se rapproche de la figure 3, la figure 4 doit alors être considérée comme le développement d'une structure cylindrique centrée sur l'axe 35. Cela se traduit par le fait que les arêtes telles que A, A', S1, S2, S3, S'1, S'2, S'3, ainsi que l'axe 37 ne sont pas parallèles, mais convergent vers l'axe de rotation commun à l'ensemble du mécanisme. De même, les portées d'extrémité du palonnier 36 doivent être sphériques, pour tenir compte du débattement angulaire existant entre les tambours 32 et 33.

Dans un mode de réalisation légèrement différent, le sommet A' pourrait être symétrique du sommet A par rapport à l'axe I I'. On pourrait alors se contenter d'une seule denture, mais celle-ci comporterait un nombre de dents plus élevé.

REVENDICATIONS

1 - Transmission par chaîne présentant une pluralité de rapports, entre un axe menant comportant un nombre N de roues dentées 1, 2, 3, 4.... et un axe mené comportant un nombre n de roues dentées 1', 2', 3', 4', 5'...., les nombres N et n étant soit égaux soit différents de 1, caractérisée en ce que le mécanisme assurant le transfert de la chaîne, oblige celle-ci à se déplacer alternativement dans un sens donné, entre deux roues voisines de l'axe menant, par exemple de 2 à 3, puis entre deux roues voisines de l'axe mené, par exemple de 3' à 2', le nombre de rapports ainsi réalisable étant égal à $N + n - 1$.

2 - Transmission selon la revendication 1, caractérisée en ce qu'elle comporte deux manettes 13, 23 commandant respectivement le transfert de la chaîne sur les roues menantes, par exemple de 2 à 3, et sur les roues menées, par exemple de 3' à 2', le débattement angulaire relatif de ces deux manettes 13, 23 étant limité par butées à une valeur de $\pm \alpha / 2$, α étant l'angle dont doit tourner une quelconque des deux manettes pour assurer un transfert de la chaîne entre deux roues voisines quelconques, par exemple 2 et 3 ou 3' et 2'.

3 - Transmission selon la revendication 1, caractérisée en ce que les déplacements alternatifs de la chaîne au niveau des roues menantes 1, 2, 3, 4.... et des roues menées 1', 2', 3', 4', 5'.... sont commandés par une seule manette 31.

4 - Transmission selon la revendication 3, caractérisée en ce que le mécanisme de liaison entre la manette 31 et les deux organes 32, 33 d'actionnement de la chaîne comporte un palonnier 36 associé à une ancre coopérant avec une denture fixe 34, la cinématique ainsi obtenue conduisant les deux extrémités du palonnier 36 à être en alternance immobiles et en mouvement d'une amplitude correspondant à un cran de transfert de la chaîne, par exemple de 2 à 3 ou de 3' à 2'.

5 - Transmission selon une quelconque des revendications précédentes, caractérisée en ce que les mouvements des différents organes, tels que 12, 22, 31, 32, 33, sont des mouvements linéaires obéissant aux mêmes principes de fonctionnement.

6 - Transmission selon une quelconque des revendications précédentes, caractérisée en ce que le mécanisme de transfert de la chaîne est organisé pour être attaqué par des organes de commande déportés agissant par impulsions successives.

1/2

FIG. 1

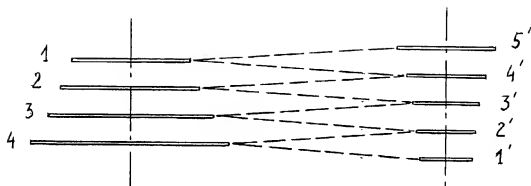
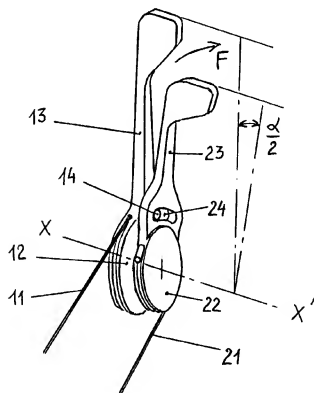


FIG. 2



2/2

FIG. 3

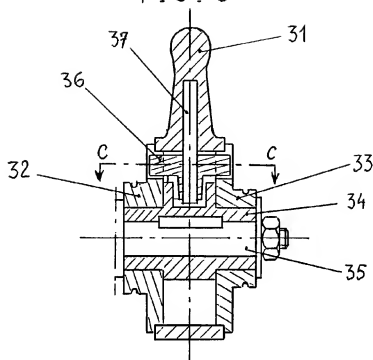


FIG. 4

